

# DESAIN AUTOTUNING PID MENGUNAKAN LOGIKA FUZZY PADA SISTEM SUSPENSI AKTIF TIPE PARALEL NONLINEAR MODEL KENDARAAN SEPEREMPAT

*by* Dr. Aris Triwiyatno, S.t., M.t.

---

**Submission date:** 06-Feb-2020 02:11PM (UTC+0700)

**Submission ID:** 1252453025

**File name:** Paper\_C-5-4.pdf (544.16K)

**Word count:** 2454

**Character count:** 13300

## **DESAIN *AUTO TUNING* PID MENGGUNAKAN LOGIKA FUZZY PADA SISTEM SUSPensi AKTIF TIPE PARALEL NONLINEAR MODEL KENDARAAN SEPEREMPAT**

Oni Bagus<sup>\*)</sup>, Sumardi, and Aris Triwiyatno

E-mail: oncuzbarker@gmail.com

### **1. Pendahuluan**

Saat ini, sistem suspensi pada kendaraan merupakan salah satu komponen penting. Hal ini berkaitan dengan kenyamanan saat berkendara dan kondisi jalan yang bervariasi. Kondisi jalan yang bervariasi akan menyebabkan interaksi antara kendaraan dan kondisi jalan juga bervariasi. Sistem suspensi yang ideal dapat meredam getaran yang ditimbulkan oleh interaksi tersebut. Ketika kondisi jalan tidak rata, untuk kondisi ideal, sistem suspensi dapat meredam getaran interaksi tersebut sehingga badan kendaraan akan tetap diam dan kenyamanan berkendara tidak terganggu.

Sistem suspensi dapat diklasifikasi menjadi pasif, semi-aktif, dan aktif. Pada sistem suspensi pasif, komponen yang digunakan masih konvensional dan memiliki karakteristik tetap, yaitu pegas yang tidak dapat dikontrol dan peredam penyerap getaran. Sistem suspensi semi-aktif terdiri dari komponen pasif dan aktif. Sedangkan sistem suspensi aktif tidak memiliki komponen pasif. Saat ini, suspensi aktif ditandai dengan aktuator hidrolik yang ditempatkan secara seri (*low bandwidth*) atau paralel (*high bandwidth*) dengan pegas dan peredam<sup>[1]</sup>. Pegas dan peredam merupakan komponen utama yang menyusun suatu sistem suspensi, yang berfungsi untuk menopang

badan kendaraan, meredam getaran ketika kendaraan berinteraksi dengan jalan.

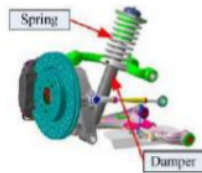
Tujuan dalam penelitian ini adalah merancang sistem suspensi aktif menggunakan metode *Auto Tuning Fuzzy PID* model kendaraan seperempat untuk mengoptimalkan performansi sistem suspensi aktif.

## 2. Metode

### 2.1 Sistem Suspensi

Sistem suspensi merupakan komponen yang sangat penting pada kendaraan. Hal ini karena sistem suspensi berfungsi untuk mempertahankan badan kendaraan dari gangguan eksternal dan gangguan internal sehingga tingkat keamanan dan kenyamanan saat berkendara dapat terjamin. Menurut masukan daya eksternal, sistem suspensi dikategorikan menjadi pasif, semi-aktif, dan aktif<sup>[7]</sup>.

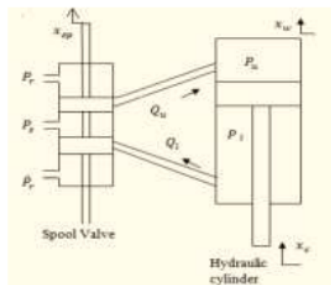
Pada penelitian ini digunakan model kendaraan seperempat. Model ini mempermudah dalam menganalisis karakteristik dari sistem suspensi. Pada model kendaraan seperempat, membagi sistem suspensi menjadi empat bagian dengan asumsi setiap suspensi pada keempat roda kendaraan simetris. Massa badan kendaraan yang diperhitungkan pada setiap suspensi merupakan massa badan kendaraan keseluruhan dibagi empat. Gambar 1 menunjukkan suspensi model kendaraan seperempat.



Gambar 1 Sistem Suspensi Model Kendaraan Seperempat

### 2.2 Aktuator Hidrolik

Aktuator hidrolik diasumsikan terdiri dari spool valve (servo-valve) dan silinder hidrolik.



Gambar 2 Aktuator Hidrolik

$P_s$  dan  $P_r$  adalah tekanan fluida hidrolik yang masuk dan keluar dari *spool valve* (katup kumparan).  $X_{sp}$  adalah posisi *spool valve*.  $P_u$  dan  $P_l$  merupakan tekanan minyak diatas dan dibawah ruang silinder.  $X_w$ - $X_c$  adalah perpindahan piston hidrolik. Penempatan spool  $X_{sp}$  mengarahkan fluida bertekanan tinggi mengalir ke bagian lain dari ruang silinder dan menghubungkan ruang lain ke pompa reservoir. Aliran ini membuat perbedaan tekanan  $P_L$  ( $P_u$ - $P_l$ ) pada piston. Perbedaan tekanan ini dikalikan oleh piston area  $A$  yang merupakan gaya aktif  $F_a$  untuk sistem suspensi. Perpindahan *spool valve* ( $X_{sp}$ ) diasumsikan sebagai arus *servo valve* ( $i_{sv}$ ) dengan linear transfer function<sup>[9]</sup>:

$$\frac{X_{sp}(s)}{i_{sv}(s)} = \frac{K_{sv}}{Ts+1} \quad (1)$$

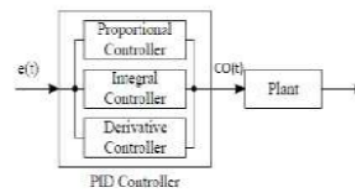
Dinamika hidrolik cukup cepat dan tidak akan dipertimbangkan dalam proses desain kontrol sehingga persamaan hidrolik dapat didekati sebagai berikut<sup>[9]</sup>.

$$T\dot{X}_{sp} + X_{sp} = K_{sv}i_{sv} \quad (2)$$

$X_{sp}$  merupakan keluaran aktuator yaitu perpindahan *spool valve*, dan  $K_{sv}i_{sv}$  merupakan masukan aktuator, dan  $T$  adalah waktu konstan.

### 2.3 Kendali PID

Kendali *Proportional Integral Derivative* merupakan salah satu metode kontrol yang digunakan untuk mendesain suatu kontroler agar dapat mengontrol atau mengendalikan suatu plant sesuai dengan spesifikasi yang dibutuhkan. Gambar 3 menunjukkan diagram blok kendali PID ideal yang akan digunakan pada penelitian.



Gambar 3 Struktur Kendali PID Ideal

Aksi kontrol PID pada dasarnya bertujuan untuk menggabungkan kelebihan komponen-komponen dasar kontrol PID, yang berfungsi untuk mempercepat respon (Proportional), menghilangkan error steady atau *offset* (Integral), dan memperbaiki sekaligus mempercepat respon transien (Derivatif). Persamaan (3) memperlihatkan bentuk umum PID ideal *dependent*<sup>[10]</sup> : dan persamaan (4) merupakan PID ideal *independent*<sup>[10]</sup> :

$$CO(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int e(t) dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (3)$$

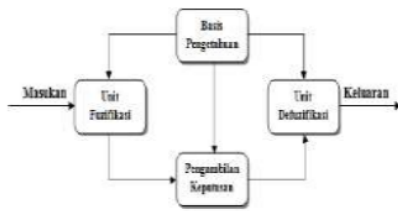
$$CO(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (4)$$

## 2.4 Kendali Logika Fuzzy

Struktur dasar pengendali logika fuzzy terdiri dari 4 komponen utama yaitu<sup>[4]</sup>:

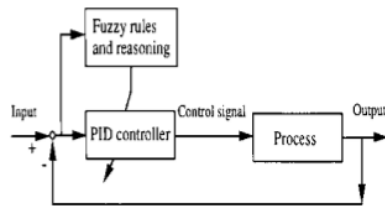
1. Unit fuzifikasi (*fuzzification unit*).
2. Basis pengetahuan (*knowledge base*).
3. Logika pengambilan keputusan (*decision making*).
4. Unit defuzzifikasi (*defuzzification unit*).

Gambar 4 memperlihatkan komponen-komponen utama pengendali logika fuzzy berupa struktur dasar.



Gambar 4 Struktur Dasar Logika Fuzzy

## 2.5 Kendali Auto Tuning Fuzzy PID



Gambar 5 Struktur Auto Tuning Fuzzy PID<sup>[11]</sup>

Dalam *Auto Tuning Fuzzy PID*, ada beberapa aturan fuzzy dan parameter kontroler yang harus ditentukan terlebih dahulu. Dalam hal ini, nilai  $K_p$  dan  $K_d$  diasumsikan memiliki rentang  $[K_{pmin}, K_{pmax}]$  dan  $[K_{dmin}, K_{dmax}]$ . Nilai  $K_p$  dan  $K_d$  ditentukan dengan rentang 0-1 berdasarkan transformasi linear berikut<sup>[12]</sup>.

$$K'_p = (K_p - K_{p,min}) / (K_{p,max} - K_{p,min}) \quad (5)$$

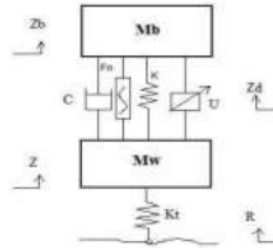
$$K'_d = (K_d - K_{d,min}) / (K_{d,max} - K_{d,min}) \quad (6)$$

## 3. Hasil dan Analisa

### 3.1 Perancangan Suspensi Aktif

Pada penelitian ini, digunakan suspensi aktif tipe paralel. Aktuator pada suspensi pasif dipasang secara paralel. Suspensi aktif memiliki daya masukan eksternal yang

diharapkan mampu meningkatkan performansi sistem suspensi tersebut.



Gambar 6 Suspensi Aktif Tipe Paralel

Berikut keterangan untuk gambar 6 :

- Mb : massa badan kendaraan (*body*)
- Mw : massa roda (*wheel*)
- C : koefisien redaman peredam
- Fn : gaya *force* suspensi
- K : koefisien kekakuan pegas pada badan kendaraan
- Kt : koefisien kekakuan roda
- U : gaya keluaran aktuator
- R : permukaan jalan
- Zw : posisi massa roda
- Zb : posisi massa badan kendaraan
- Zd : posisi aktuator

Berikut ini persamaan diferensial dari sistem suspensi aktif.

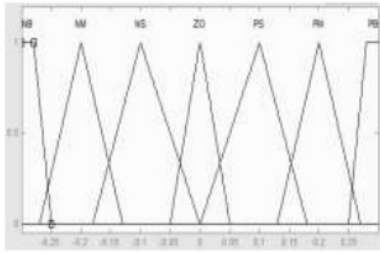
$$m_b \cdot \ddot{Z}_b = -k_b(Z_b - Z_w) - k_b^n(Z_b - Z_w)^3 - c_b(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - c_b^n(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) \operatorname{sgn}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) + \mu(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w F_n \operatorname{sgn} \dot{Z}_b - \dot{Z}_w + U) \quad (7)$$

$$m_w \cdot \ddot{Z}_w = k_b(Z_b - Z_w) + k_b^n(Z_b - Z_w)^3 - k_w(Z_w - Z_r) + c_b(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) + c_b^n(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) \operatorname{sgn}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - \mu(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) F_n \operatorname{sgn}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - U \quad (8)$$

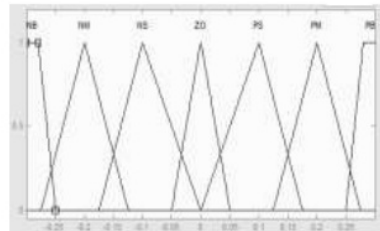
## 3.2 Perancangan Kendali Auto Tuning PID Menggunakan Logika Fuzzy

### 3.2.1 Logika Fuzzy

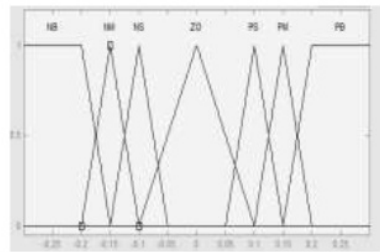
Pada penelitian ini input *Error* dan *dError*, dan 3 output  $dK_p$ ,  $dK_i$ , dan  $dK_d$ , masing-masing memiliki tujuh *membership function* (fungsi keanggotaan). Fungsi keanggotaan untuk *Error* yaitu *NB*, *NM*, *NS*, *ZO*, *PS*, *PM*, *PB* dengan range  $[-0,3, 0,3]$ . Fungsi keanggotaan untuk *dError* yaitu *NB*, *NM*, *NS*, *ZO*, *PS*, *PM*, *PB* dengan range  $[-0,3, 0,3]$ . Masing-masing output memiliki tujuh *membership function* (fungsi keanggotaan), yaitu *NB*, *NM*, *NS*, *ZO*, *PS*, *PM*, *PB* menggunakan fungsi segitiga dan trapezium. Fungsi keanggotaan  $dK_p$  memiliki range  $[-0,3, 0,3]$ ,  $dK_i$   $[-0,1, 0,1]$ , dan  $dK_d$   $[-0,1, 0,1]$ .



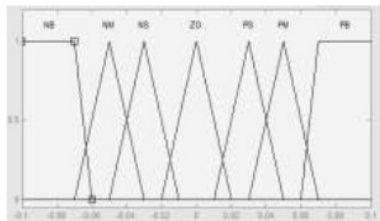
Gambar 7 Fungsi keanggotaan Error



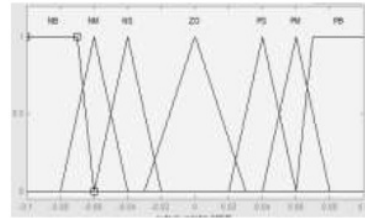
Gambar 8 Fungsi Keanggotaan dError



Gambar 9 Fungsi keanggotaan dKp



Gambar 10 Fungsi keanggotaan dKi



Gambar 11 Fungsi keanggotaan dKd

Pada penelitian ini, digunakan *rule base* untuk masing-masing parameter perubahan konstanta PID, 49 *rules* untuk dKp, 49 *rules* untuk dKi, dan 49 *rules* untuk dKd. *Rule base* ini didapatkan dari kombinasi Error, dError, dan parameter perubahan gain PID.

Tabel 1 Rule Base dKp

E/dKp/ dE	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NM	PB	PB	PM	PS	PS	ZO	NS
NS	PM	PM	PM	PS	ZO	NS	NS
ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NM	NB
PB	ZO	ZO	NM	NM	NM	NB	NB

Tabel 2 Rule Base dKi

E/dKi/d E	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NS	NS	ZO	ZO
NS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS	NM	PS	ZO	PS	PS	PM	PB
PM	ZO	ZO	PS	PS	PM	PB	PB
PB	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB

Tabel 3 Rule Base dKd

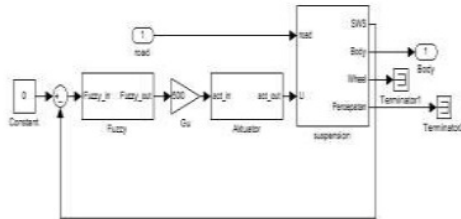
E/dKd/d E	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PS	NS	NB	NB	NB	NM	PS
NM	PS	NS	NB	NM	NM	NS	ZO
NS	ZO	NS	NM	NM	NS	NS	ZO
ZO	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
PS	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
PM	PB	NS	PS	PS	PS	PS	PB
PB	PB	PM	PM	PM	PS	PB	PB

### 3.2.2 Kendali PID

Perancangan kendali ini terdiri dari gabungan kendali proporsional, integral, dan derivatif. Kendali PID ini diharapkan dapat menghasilkan sinyal kendali yang optimal. Struktur PID yang digunakan pada penelitian ini merupakan PID ideal paralel *independent* atau masing-masing nilai parameter PID tidak saling tergantung.

Dengan metode *Trial and Error* diperoleh konstanta optimal  $K_p=1$ ,  $K_i=1$ ,  $K_d=8$ .

### 3.2.3 Perancangan Sistem Keseluruhan



Gambar 12 Perancangan Sistem Keseluruhan Autotuning PID Menggunakan Logika Fuzzy

### 3.2.4 Perancangan Aktuator

Aktuator yang digunakan pada penelitian ini adalah aktuator orde 1. Persamaan aktuator pada penelitian ini sebagai berikut.

$$T\dot{U} + U = U_c \quad (9)$$

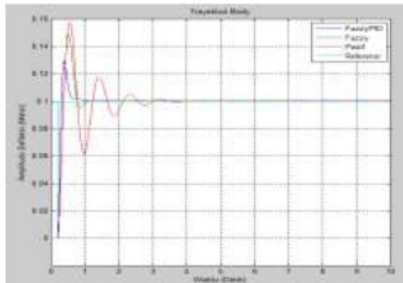
$$U = Z_d - Z_w \quad (10)$$

Dimana  $T$  adalah waktu konstan,  $U$  adalah keluaran aktuator,  $U_c$  adalah masukan aktuator,  $Z_d$  adalah posisi aktuator, dan  $Z_w$  adalah posisi massa roda.

## 3.3 Analisa Unjuk Kerja

### 3.3.1 Respon Sistem Terhadap Gangguan Step

Sistem suspensi aktif yang telah dirancang ketika diberi masukan sinyal *step* sebesar 0,1 meter.



Gambar 13 Trayektori Badan Kendaraan Terhadap Masukan Step

Berdasarkan gambar 13, pada sistem suspensi pasif, badan kendaraan akan stabil setelah 2,91 detik. Untuk suspensi aktif Fuzzy PID waktu mantapnya berkurang menjadi 0,63 detik dan 0,9976 detik pada suspensi aktif dengan Fuzzy saja. Selain itu, nilai *peak* (puncak) pada suspensi pasif

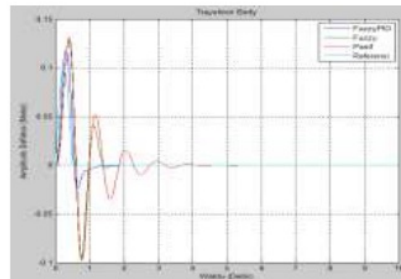
sebesar 15,71 cm, dan mengalami penurunan pada suspensi aktif menjadi 14,85 cm untuk Fuzzy dan 12,93 cm untuk Fuzzy PID. Jika dilihat dari tanggapan *steady state*, nilai IAE (*Integral Absolute Error*) untuk suspensi pasif sebesar 0,04221, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 0,0198, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 0,0102.

### 3.3.2 Respon Sistem Terhadap Gangguan Gundukan

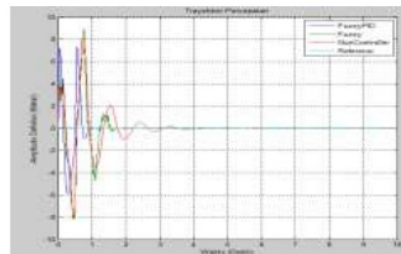
Sistem akan diberi gangguan berupa gundukan yang dapat dibuat dari sinyal sinusoidal yang diambil setengah periode.

$$w = \begin{cases} 0,1 \sin(2\pi t) & \text{untuk } t_0 < t < t_0 + 0,5T \\ 0 & \text{untuk nilai } t \text{ yang lain} \end{cases} \quad (11)$$

$T$  adalah periode getaran yang besarnya 1 detik dan  $t_0 = 0$  adalah waktu ketika gundukan mulai dirasakan oleh roda kendaraan. Gundukan merupakan analogi dari polisi tidur yang terdapat pada permukaan jalan dengan amplitudo maksimal 10 cm.



Gambar 14 Trayektori Badan Kendaraan Terhadap Masukan Gundukan



Gambar 15 Trayektori Percepatan Vertikal Terhadap Masukan Gundukan

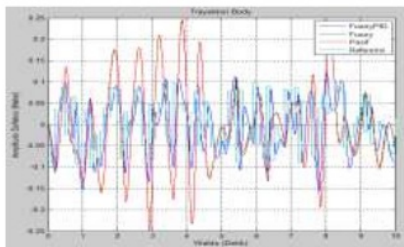
Berdasarkan gambar 14 dan 15 terlihat bahwa badan kendaraan akan stabil setelah 3,51 detik untuk suspensi pasif, 1,56 detik untuk suspensi aktif dengan Fuzzy, dan 1,2 detik untuk suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID.



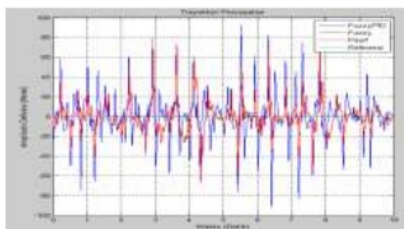
Defleksi maksimal dari suspensi pasif sebesar 13,16 cm, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 12,76 cm, dan 11,82 cm untuk suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID. Jika dilihat dari tanggapan *steady state*, nilai IAE (*Integral Absolute Error*) untuk suspensi pasif sebesar 0,07533, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 0,05117, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 0,01857. Percepatan vertikal maksimum badan kendaraan untuk suspensi pasif sebesar  $7,90 \text{ m/s}^2$ , suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar  $8,96 \text{ m/s}^2$ , dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar  $7,30 \text{ m/s}^2$ .

### 3.3.3 Respon Sistem Terhadap Gangguan Random

Gangguan berupa sinyal *random* yang menganalogikan permukaan jalan yang tidak rata. Sinyal *random* yang diberikan memiliki amplitudo maksimal dan minimal sebesar 10 cm selama 10 detik



Gambar 16 Trayektori Badan Kendaraan Terhadap Masukan Random



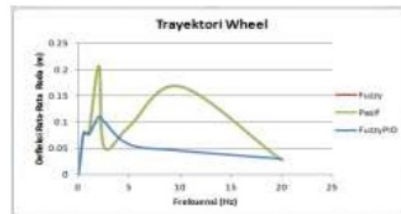
Gambar 17 Trayektori Percepatan Vertikal Terhadap Masukan Random

Berdasarkan gambar 16 dan 17 terlihat bahwa defleksi RMS (*Root Mean Square*) badan kendaraan pada suspensi pasif sebesar 10,24 cm, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 10,24 cm, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 6,12 cm. Percepatan RMS vertikal badan kendaraan pada suspensi pasif sebesar  $19,21 \text{ m/s}^2$ , suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar  $19,25 \text{ m/s}^2$ , dan suspensi aktif Fuzzy PID sebesar  $18,99 \text{ m/s}^2$ .

## 3.4 Analisa Faktor Keamanan dan Kenyamanan

### 3.4.1 Faktor Keamanan

Sebuah sistem suspensi dapat dinyatakan relatif aman jika roda kendaraan dan permukaan jalan dapat melekat dengan baik. Analisis dari faktor keamanan diperoleh dengan memberikan gangguan sinusoidal penuh dengan amplitudo maksimal sebesar 0,1 meter (10 cm) untuk daerah frekuensi 0-20 Hz.

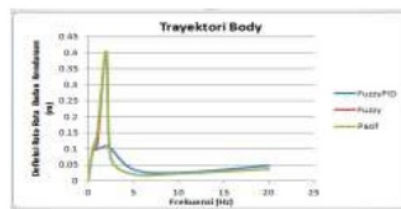


Gambar 18 Rata-Rata Defleksi Roda Kendaraan Terhadap Gangguan Sinusoidal

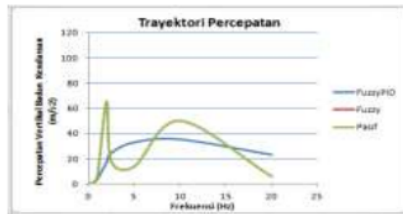
Dari hasil simulasi, defleksi roda dibawah frekuensi 2,5 Hz pada suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy. Namun, pada daerah frekuensi 2,5 Hz – 5 Hz, suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy memberikan defleksi rata-rata roda kendaraan yang lebih kecil dari suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID. Pada daerah frekuensi 5 Hz – 20 Hz, suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi rata-rata roda kendaraan yang lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy.

### 3.4.2 Faktor Kenyamanan

Sebuah sistem suspensi dapat dikatakan relatif nyaman jika percepatan vertikal dan defleksi badan kendaraan semakin kecil. Analisis terhadap faktor kenyamanan dapat diperoleh dengan memberikan gangguan sinusoidal penuh dengan amplitudo 0,1 m (10 cm) untuk daerah frekuensi 0-20 Hz.



Gambar 19 Rata-Rata Defleksi Badan Kendaraan Terhadap Gangguan Sinusoidal



**Gambar 20 Rata-Rata Percepatan Vertikal Terhadap Gangguan Sinusoidal**

Berdasarkan hasil simulasi, sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi rata-rata kendaraan yang cenderung stabil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy. Pada daerah frekuensi 2 Hz, sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi rata-rata badan kendaraan maksimal 10,78 cm, suspensi aktif dengan Fuzzy 40,27 cm, dan suspensi pasif 40,34 cm. Rata-rata percepatan vertikal badan kendaraan ditunjukkan pada gambar 20. Pada frekuensi kurang dari 2,5 Hz dan 7 Hz-15 Hz, suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan rata-rata percepatan yang lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy. Rata-rata percepatan maksimal untuk suspensi aktif dengan *autotuning* Fuzzy PID sebesar  $35,48 \text{ m/s}^2$  yang terjadi pada frekuensi 10 Hz, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar  $65,36 \text{ m/s}^2$ , dan suspensi pasif sebesar  $65,32 \text{ m/s}^2$ .

#### 4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut. Nilai puncak defleksi badan kendaraan saat gangguan *step* pada sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 12,93 cm dengan waktu mantap 0,63 detik. Saat gangguan berupa gundukan, sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi badan kendaraan sebesar 11,82 cm dengan waktu mantap 1,2 detik. Saat gangguan berupa sinyal *random*, Sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan rata-rata defleksi badan kendaraan sebesar 6,12 cm dan percepatan sebesar  $18,99 \text{ m/s}^2$ . Secara keseluruhan, sistem suspensi aktif *Autotuning* Fuzzy PID memiliki performansi yang lebih baik dan keamanan dan kenyamanan dalam berkendara yang lebih baik dibandingkan dengan suspensi aktif dengan Fuzzy dan suspensi pasif. Untuk pengembangan, metode kendali yang dirancang dapat meminimalkan defleksi dan percepatan yang ditimbulkan pada suspensi dan memiliki performansi yang lebih baik ketika kendaraan melewati semua tipe permukaan jalan. Sistem suspensi yang telah dirancang, diaplikasikan ke dalam bentuk perangkat keras.



# DESAIN AUTO TUNING PID MENGGUNAKAN LOGIKA FUZZY PADA SISTEM SUSPENSI AKTIF TIPE PARALEL NONLINEAR MODEL KENDARAAN SEPEREMPAT

## ORIGINALITY REPORT

6%

SIMILARITY INDEX

0%

INTERNET SOURCES

6%

PUBLICATIONS

6%

STUDENT PAPERS

## PRIMARY SOURCES

1 Liu Fei, Peng XiWei. "On application of proportional valve-controlled hydraulic cylinder position servo system", 2015 34th Chinese Control Conference (CCC), 2015 3%

Publication

2 Chengxue Zhang. "A novel power system stabilizer based on neural network inverse system", International Conference on Information Acquisition 2004 Proceedings, 2004 1%

Publication

3 Chang-jian Zhou, Zheng-shun Wang, Rong-ai Meng, Jing-dan Sun. "Research of paper machine electromagnetic dryer based on intelligence control system", Proceedings of 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, 2011 1%

Publication

Wibowo, Lullus Lambang, Erick Chandra N.,

---

Exclude quotes On

Exclude matches

< 15 words

Exclude bibliography On

# DESAIN AUTO TUNING PID MENGGUNAKAN LOGIKA FUZZY PADA SISTEM SUSPensi AKTIF TIPE PARALEL NONLINEAR MODEL KENDARAAN SEPEREMPAT

## GRADEMARK REPORT

FINAL GRADE

/0

GENERAL COMMENTS

Instructor

PAGE 1

PAGE 2

PAGE 3

PAGE 4

PAGE 5

PAGE 6

PAGE 7